

***IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE***

Applicant: Isamu IIZUKA et al.

Title: APPARATUS AND METHOD FOR CONTROLLING INTAKE AIR AMOUNT OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Appl. No.: Unassigned

Filing Date: 07/14/2003

Examiner: Unassigned

Art Unit: Unassigned

**CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY**

Commissioner for Patents  
PO Box 1450  
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- JAPAN Patent Application No. 2002-205876 filed 07/15/2002.

Respectfully submitted,

By \_\_\_\_\_

Pavan K. Agarwal  
Attorney for Applicant  
Registration No. 40,888

Date July 14, 2003

FOLEY & LARDNER  
Customer Number: 22428



22428

PATENT TRADEMARK OFFICE

Telephone: (202) 945-6162  
Facsimile: (202) 672-5399

日本国特許庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出願年月日

Date of Application:

2002年 7月15日

出願番号

Application Number:

特願2002-205876

[ST.10/C]:

[JP2002-205876]

出願人

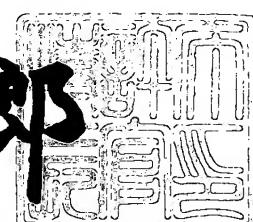
Applicant(s):

株式会社日立ユニシアオートモティブ

2003年 5月13日

特許庁長官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

太田 信一郎



出証番号 出証特2003-3036104

【書類名】 特許願

【整理番号】 102-0144

【提出日】 平成14年 7月15日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F02D 13/02

【発明の名称】 可変動弁機構の制御装置

【請求項の数】 3

【発明者】

【住所又は居所】 神奈川県厚木市恩名1370番地 株式会社ユニシアジ  
エックス内

【氏名】 飯塚 勇

【発明者】

【住所又は居所】 神奈川県厚木市恩名1370番地 株式会社ユニシアジ  
エックス内

【氏名】 町田 憲一

【特許出願人】

【識別番号】 000167406

【氏名又は名称】 株式会社ユニシアジエックス

【代理人】

【識別番号】 100078330

【弁理士】

【氏名又は名称】 笹島 富二雄

【電話番号】 03-3508-9577

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 009232

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9716042

【ブルーフの要否】 要

【書類名】明細書

【発明の名称】可変動弁機構の制御装置

【特許請求の範囲】

【請求項1】

機関の少なくとも吸気バルブのバルブ作動特性を可変する可変動弁機構と、機関の運転状態に応じて目標トルク相当の目標吸入空気量を設定する目標吸入空気量設定手段と、

吸気バルブのバルブリフト量が所定量を下回る低バルブリフト領域と、所定量以上となる高バルブリフト領域と、で異なる演算式を用いて前記目標吸入空気量を確保するための吸気バルブの目標バルブ作動特性を設定する目標バルブ作動特性設定手段と、

吸気バルブのバルブ作動特性が前記目標バルブ作動特性に収束するように前記可変動弁機構を制御する可変動弁機構制御手段と、

を備えることを特徴とする可変動弁機構の制御装置。

【請求項2】

前記目標バルブ作動特性設定手段は、前記高バルブリフト領域で用いる演算式を基本演算式とし、前記低バルブリフト領域においては、前記基本演算式にバルブリフト量に応じた補正を行うことを特徴とする請求項1記載の可変動弁機構の制御装置。

【請求項3】

前記目標バルブ作動特性設定手段は、前記基本演算式に吸気バルブの閉弁タイミングに応じた補正を行うことを特徴とする請求項1又は請求項2記載の可変動弁機構の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、機関の少なくとも吸気バルブのバルブ作動特性を可変制御することで吸入空気量制御を行う可変動弁機構の制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

吸気バルブの閉弁タイミングを制御することで吸入空気量を制御してスロットルレス運転を行うものとして特開2001-271665号公報に記載されたものがある。

このものは、機関の目標トルクを算出すると共にトルク変動量を検出し、トルク変動量の許容範囲内で内部EGR率が最大となるように吸気バルブの閉弁タイミングとバルブオーバーラップ量とを設定することで、吸入空気量制御とエミッションの低減を両立させてスロットルレス運転を実現している。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、バルブリフト量を可変する可変動弁機構により吸入空気量制御を行ってスロットルレス運転を実現する場合には、吸気バルブのバルブリフト量についても考慮する必要がある。

すなわち、バルブリフト量が所定量よりも低くなると吸入できる空気量（吸気量）が急激に減少してしまうため、バルブリフト量が前記所定量を下回る低バルブ領域とこれよりもバルブリフト量が高い領域とでは、その「バルブリフト量-吸気量」特性が異なるものとなるため、要求される吸入空気量を確保するためには、吸気バルブの閉弁タイミングを制御するだけでは足りず、バルブリフト量についても考慮してバルブ作動特性の設定する必要がある。

【0004】

しかしながら、上記従来のものは、バルブリフト量については考慮していないため、バルブリフト量を可変する可変動弁機構を用いた場合には、スロットルレス運転が精度よく実行できないという問題がある。

本発明は、このような問題に着目してなされたものであり、バルブリフト量を可変する可変動弁機構を制御することで、要求される吸入空気量を確保して精度のよいスロットルレス運転を実現できる可変動弁機構の制御装置を提供することを目的とする。

【0005】

【課題を解決するための手段】

そのため、請求項1に係る可変動弁機構の制御装置は、吸気バルブのバルブリフト量が所定量を下回る低バルブリフト領域と、所定量以上となる高バルブリフト領域領域と、で異なる演算式を用いて前記目標吸入空気量を確保するための吸気バルブの目標バルブ作動特性を設定し、この目標バルブ作動特性となるように吸気バルブを制御するようにした。

## 【0006】

このようにすれば、「バルブリフト量-吸気量」特性が異なる低バルブリフト領域と高バルブリフト領域とのそれぞれにおいて、目標吸入空気量を確保するための適切なバルブ作動特性を設定できるので、吸気バルブの閉弁タイミングを制御するだけでは吸入空気量制御ができない低バルブリフト領域であっても、吸入空気量制御を精度よく実現できる。

## 【0007】

また、請求項2に係る発明は、低バルブリフト領域では、高バルブリフト領域で用いる基本演算式にバルブリフト量に応じた補正を行うようにした。

このようにすれば、低バルブリフト領域と高バルブリフト領域とで全く異なる演算式を用いる必要がなく、1つの演算式を用いて必要がある場合にのみこれを補正すれば済むので、演算処理の簡略化、演算のための容量の低減を図ることができる。

## 【0008】

更にまた、請求項3に係る発明は、前記基本演算式に吸気バルブの閉弁タイミングに応じた補正を行うようにした。

このようにすれば、吸気バルブの閉弁タイミングの変化に伴う有効シリンダ容積の変化を考慮しつつ、目標吸入空気量を確保するためのバルブ作動特性を設定できるので、更に精度のよい吸入空気量制御が実現できる。

## 【0009】

## 【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施形態を図に基づいて説明する。

図1は、車両用内燃機関の構成図である。図1において、内燃機関101の吸気通路102には、スロットルモータ103aでスロットル弁103bを開閉駆

動する電子制御スロットル104が介装されており、該電子制御スロットル104及び吸気バルブ105を介して、燃焼室106内に空気が吸入される。

## 【0010】

燃焼排気は、燃焼室106から排気バルブ107を介して排出され、排気浄化触媒108により浄化された後、マフラー109を介して大気中に放出される。

前記排気バルブ107は、排気側カム軸110に軸支されたカム111によって一定のバルブリフト量及びバルブ作動角を保ったまま駆動されるが、吸気バルブ105は、可変バルブ機構（VEL）112によってバルブリフト量が連続的に変えられるようになっている。

## 【0011】

また、吸気側カム軸113の端部には、クランク軸に対するカム軸の回転位相を変化させることでバルブリフト量を固定したままバルブの開閉タイミングを連続的に可変する公知の構成の可変バルブタイミング機構（VTC）114が設けられている。

マイクロコンピュータを内蔵するコントロールユニット（C/U）115には、アクセル開度センサAPS116、吸入空気量（質量流量）Qaを検出するエアフローメータ117、クランク軸から回転信号Neを取り出すクランク角センサ118、吸気側カム軸113の回転位置を検出するカムセンサ119、スロットル弁103bの開度TVOを検出するスロットルセンサ120、シリンダ内の燃焼圧を検出する燃焼圧センサ121等からの各種検出信号が入力される。

## 【0012】

そして、コントロールユニット（C/U）115は、前記クランク角センサ118及びカムセンサ119の検出信号に基づき、クランク軸に対する吸気側カム軸113の回転位相（VTCNOW）を検出して吸気バルブ105の開閉タイミングを検出すると共に、運転状態に応じて目標進角値又は遅角値（TGVTc）を設定し、吸気側カム軸113の回転位相が前記目標進角値又は遅角値（TGVTc）となるよう可変バルブタイミング機構（VTC）114を制御することで吸気バルブ105の開閉タイミングを制御する。

## 【0013】

また、スロットル弁103bの開度及び吸気バルブ105の開特性によって、アクセル開度に対応する吸入空気量が得られるように、アクセル開度センサA P S 1 1 6で検出されるアクセル開度A P Oに応じて前記電子制御スロットル104及び可変バルブ機構（V E L）112の駆動を制御する。具体的には、前記可変バルブ機構（V E L）112によりバルブリフト量（及びバルブ作動角）を制御することで吸入空気量を制御しつつ、キャニスタページ及びブローバイガスの処理のために一定の負圧（目標B o o s t：例えば-50mmHg）を発生させるようにスロットル弁103bの開度を制御する。但し、負圧要求のない運転条件では、スロットル弁103bを全開に保持して、可変バルブ機構（V E L）112のみで吸入空気量を制御する、いわゆるスロットルレス制御を行う。

#### 【0014】

また、前記可変バルブ機構（V E L）112のみでは吸入空気量を制御できない場合においては、可変バルブ機構（V E L）112の駆動を制御すると共に、前記スロットル弁103bの開度制御を併用する。

ここで、前記可変バルブ機構（V E L）112の構造について説明する。可変バルブ機構（V E L）は、図2～図4に示すように、一対の吸気バルブ105、105と、シリンダヘッド11のカム軸受14に回転自在に支持された中空状のカム軸13と、該カム軸13に軸支された回転カムである2つの偏心カム15、15と、前記カム軸13の上方位置に同じカム軸受14に回転自在に支持された制御軸16と、該制御軸16に制御カム17を介して揺動自在に支持された一対のロッカアーム18、18と、各吸気バルブ105、105の上端部にバルブリフター19、19を介して配置された一対のそれぞれ独立した揺動カム20、20とを備えている。

#### 【0015】

前記偏心カム15、15とロッカアーム18、18とは、リンクアーム25、25によって連係され、ロッカアーム18、18と揺動カム20、20とは、リンク部材26、26によって連係されている。

前記偏心カム15は、図5に示すように、略リング状を呈し、小径なカム本体15aと、該カム本体15aの外端面に一体に設けられたフランジ部15bとか

らなり、内部軸方向にカム軸挿通孔15cが貫通形成されていると共に、カム本体15aの軸心Xがカム軸13の軸心Yから所定量だけ偏心している。また、前記偏心カム15は、カム軸13に対し前記バルブリフター19に干渉しない両外側にカム軸挿通孔15cを介して圧入固定されていると共に、カム本体15aの外周面15dが同一のカムプロフィールに形成されている。

## 【0016】

前記ロッカアーム18は、図4に示すように、略クランク状に屈曲形成され、中央の基部18aが制御カム17に回転自在に支持されている。また、基部18aの外端部に突設された一端部18bには、リンクアーム25の先端部と連結するピン21が圧入されるピン孔18dが貫通形成されている一方、基部18aの内端部に突設された他端部18cには、各リンク部材26の後述する一端部26aと連結するピン28が圧入されるピン孔18eが形成されている。

## 【0017】

前記制御カム17は円筒状を呈し、制御軸16外周に固定されていると共に図2に示すように軸心P1位置が制御軸16の軸心P2から $\alpha$ だけ偏心している。

前記揺動カム20は、図2及び図6、図7に示すように略横U字形状を呈し、略円環状の基端部22にカム軸13が嵌挿されて回転自在に支持される支持孔22aが貫通形成されていると共に、ロッカアーム18の他端部18c側に位置する端部23にピン孔23aが貫通形成されている。

## 【0018】

また、該揺動カム20の下面には、基端部22側の基円面24aと該基円面24aから端部23端縁側に円弧状に延びるカム面24bとが形成されており、該基円面24aとカム面24bとが、揺動カム20の揺動位置に応じて各バルブリフター19の上面所定位置に当接するようになっている。すなわち、図8に示すバルブリフト特性からみると、図2に示すように基円面24aの所定角度範囲 $\theta_1$ がベースサークル区間になり、また、カム面24bの前記ベースサークル区間 $\theta_1$ から所定角度範囲 $\theta_2$ が所謂ランプ区間となり、更に、カム面24bのランプ区間 $\theta_2$ から所定角度範囲 $\theta_3$ がリフト区間になるように設定されている。

## 【0019】

前記リンクアーム25は、円環状の基部25aと、該基部25aの外周面所定位置に突設された突出端25bとを備え、基部25aの中央位置には、前記偏心カム15のカム本体15aの外周面に回転自在に嵌合する嵌合穴25cが形成されている一方、突出端25bには、前記ピン21が回転自在に挿通するピン孔25dが貫通形成されている。なお、前記リンクアーム25と偏心カム15とによって揺動駆動部材が構成される。

## 【0020】

前記リンク部材26は、所定長さの直線状に形成され、円形状の両端部26a、26bには前記ロッカアーム18の他端部18cと揺動カム20の端部23の各ピン孔18d、23aに圧入した各ピン28、29の端部が回転自在に挿通するピン挿通孔26c、26dが貫通形成されている。なお、各ピン21、28、29の一端部には、リンクアーム25やリンク部材26の軸方向の移動を規制するスナップリング30、31、32が設けられている。

## 【0021】

前記制御軸16は、図10に示すように、一端部に設けられたDCサーボモータ等のアクチュエータ201によって所定回転角度範囲内で回転駆動されるようになっており、前記制御軸16の作動角を前記アクチュエータ201で変化させることで、吸気バルブ105、105のバルブリフト量及びバルブ作動角が連続的に変化する（図9参照）。すなわち、図10において、アクチュエータ（DCサーボモータ）201の回転は、伝達部材202を介してネジ切り加工が施された軸103に伝達され、該軸203が通されたナット204の軸方向位置が変化する。そして、制御軸16の先端の取り付けられ、その一端が前記ナット204に固定された一対のステー部材205a、205bにより制御軸16が回転する。

## 【0022】

なお、本実施形態では、図に示すように、ナット204の位置を前記伝達部材202に近づけることでバルブリフト量を小さくし、逆に、ナット204の位置を前記伝達部材202から遠ざけることでバルブリフト量を大きくする。

また、前記制御軸16の先端には、該制御軸16の作動角（VEL作動角）V

CS-ANGLEを検出するポテンショメータ式の作動角センサ206（調整位置センサ）が設けられており、該作動角センサ206で検出される実際のVEL作動角VCS-ANGLEが、目標VEL作動角（TGVEL）に一致するように、前記コントロールユニット（C/U）115が前記アクチュエータ（DCサーボモータ）201をフィードバック制御する。

## 【0023】

次に、前記コントロールユニット（C/U）115による吸入空気量制御（エンジントルクデマンド制御）について説明する。

図11は、吸入空気量制御の全体構成を示す図である。図11に示すように、前記コントロールユニット（C/U）115は、目標体積流量比演算部a（これが、本発明に係る目標吸入空気量設定手段に相当する）と、VEL目標作動角演算部b及びVTC目標角度演算部c（これらが、本発明に係る目標バルブ作動特性設定手段に相当する）と、目標スロットル開度演算部dと、を含んで構成される。以下、それぞれの演算処理について説明する。

## 【0024】

## (a) 前記目標体積流量比演算部aにおける演算処理

この目標体積流量比演算部aは、機関の目標トルク相当の目標体積流量比TQHOSTを算出する。具体的には、アクセル開度APO及び機関回転速度Neに対応する（又は、アクセル開度APO及び機関回転速度Neに基づき設定される目標トルクが得られるような）要求空気量（機関要求空気量）Q0を算出する一方、アイドル回転速度制御（ISC）で要求されるISC要求空気量QISCを算出する。そして、前記機関要求空気量Q0に、前記ISC要求空気量QISCを加算して全要求空気量（吸入空気量）Q（=Q0+QISC）を算出し、更にこの全要求空気量Qを機関回転速度Ne、排気量（シリンダ総容積）VOL#で順次除算することにより、目標トルク相当の目標体積流量比TQHOST（=Q/（Ne・VOL#））を算出する。

## 【0025】

## (b) 前記VEL目標角度演算部bにおける演算処理

このVEL目標作動角演算部bは、まず、前記目標体積流量比演算部aで算出

された目標体積流量比  $TQH0ST$  に、バルブ上流圧補正、IVC補正及び残留ガス補正を行って可変バルブ機構  $VEL112$  で実現すべき体積流量比  $TQH0VEL$  を算出する。そして、この体積流量比  $TQH0VEL$  を、圧縮性流体の定常流れの式をベースに逆変換して目標バルブ開口面積  $VELA$  を算出して目標操作動角  $TGVEL0$  を求める。そして、この目標操作動角  $TGVEL0$  と、可変バルブ機構 ( $VEL$ ) 112 の最大作動角  $VELHLM$  と、を比較して最終的な  $VEL$  目標操作動角  $TGVEL$  を設定する。以下、詳細に説明する。

#### 【0026】

##### (b-1) 可変バルブ機構 ( $VEL$ ) 112 の目標操作動角の設定

図12に具体的な制御ブロック図を示す。図12において、A部では、前記目標体積流量比  $TQH0ST$  と最小体積流量比  $QH0LMT$ との大きい方を選択して可変バルブ機構 ( $VEL$ ) 112 で実現すべき基本体積流量比  $TQH0VEL0$  とする。ここで、前記最小体積流量比  $QH0LMT$  は、可変バルブ機構 ( $VEL$ ) 112 で制御可能な（実現可能な）最小体積流量比、すなわち、 $VEL$  作動角  $VCS-ANGLE$  が最小のときの体積流量比であり、図中の a1部に示すようなテーブル  $TQH0LMT$  を機関回転速度  $N_e$  に基づいて検索することにより算出する。これにより、運転状態にかかわらず可変バルブ機構 ( $VEL$ ) 112 の目標操作動角を設定することになるので、可変バルブ機構 ( $VEL$ ) 112 を主体とした吸入空気量制御が実行できることになる。

#### 【0027】

B部では、バルブ上流圧補正を行う。具体的には、前記基本体積流量比  $TQH0VEL0$  を、b1部で設定されるバルブ上流圧補正值  $KMANIP$  で除算して  $TQH0VEL1$  とする。

かかる補正を行うのは、スロットル開度に応じて発生する負圧により吸入できる体積流量（吸気量）も変化するので、前記全要求吸気量  $Q$  を確保するためには、この変化分を考慮してバルブ作動特性（バルブ開口面積）を設定する必要があるからである。従って、前記スロットル弁103bが全開となるスロットレス時においてはバルブ上流圧が大気圧となるので、この補正は不要となるのであるが、実際には、ページ等の負圧要求によりスロットル弁103bが絞られるので

行うのである。なお、前記バルブ上流圧補正值KMANIPの設定については、後述する（図13参照）。

## 【0028】

C部では、IVC補正を行う。具体的には、前記バルブ上流圧補正を行った体積流量比TQH0VEL1を、吸気バルブ105の閉弁タイミング（IVC）及びバルブリフト量に応じてc1部で設定されるIVC補正值KHOSIVC（≤1）で除算してTQH0VEL2とする。

かかる補正を行うのは、吸気バルブ105の閉弁タイミングIVCが進角することで有効シリンダ容積が減少して吸気量も変化するので、前記全要求吸気量Qを確保するためには、この減少分（=IVC時のVcyl/BDC時のVcyl）を考慮してバルブ作動特性を設定する必要があるからである。また、バルブリフト量が極めて低い領域と、それ以外の領域と、では「バルブリフト量-吸気量」特性が異なるため、前記全要求吸気量Qを確保するためにはこれを考慮して（すなわち、異なる演算式を用いて）バルブ作動特性を設定する必要もあるからである。なお、前記IVC補正值KHOSIVCの設定については後述する（図14参照）。

## 【0029】

D部では、残留ガス補正を行う。具体的には、前記バルブ上流圧補正及びIVC補正を行った体積流量比TQH0VEL2を、残留ガス量に応じてd1部で設定された残留ガス補正值KRESで除算してTQH0VELとする。ここで算出されたTQH0VELが、可変バルブ機構（VEL）112で実現すべき体積流量比である（以下、これをVEL実現体積流量比という）。

## 【0030】

かかる補正を行うのは、残留ガス量が多くなれば、同じ有効シリンダ容積であっても吸気量が減少してしまうので、前記全要求吸気量Qを確保するためにはこれを考慮してバルブ作動特性を設定する必要があるからである。なお、前記残留ガス補正值KRESは、例えば、排気バルブ107の閉弁タイミング（EVC）と吸気バルブ105の開弁タイミング（IVO）と機関回転速度Neとに基づきバルブオーバーラップ量を考慮しつつ残留ガス量Wを推定し、この推定した残留

ガス量Wと吸入空気量Qaとから残留ガス率RES(=W/(Qa+W))を算出し、この残ガス率RESに基づいてあらかじめ設定したテーブルTKRES(図15参照)を検索することで算出する。また、吸気バルブ105の開弁タイミングIVC又は排気バルブ107の閉弁タイミングEVCのいずれか一方と機関回転速度Neとに基づいて残留ガス量を推定するようにしてもよい。

## 【0031】

E部では、バルブ開口面積Av相当の状態量VAAACDNV(=Av·Cd/N/VOL#=バルブ開口面積・損失係数/回転速度/排気量)を算出する。具体的には、前記VEL実現体積流量比TQH0VELに基づいて、図に示すようなテーブルTVAAACDMVを検索することにより行う。なお、かかるテーブルTVAAACDMVは、以下のようにして作成する。

## 【0032】

まず、吸気バルブ105を通過する空気流量(すなわち、シリンダ吸入空気量)Qc(t)(kg/sec)は、圧縮性流体の一次元定常流れの式より次式(1)、(2)のように表すことができる。

## 【0033】

## 【数1】

$$\text{チョーク時: } \frac{P_c}{P_0} \leq \left( \frac{2}{r+1} \right)^{\frac{r}{r-1}}$$

$$Q_c(t) = \frac{Cd \cdot Av \cdot P_0}{\sqrt{R \cdot T_0}} \sqrt{r} \left( \frac{2}{r-1} \right)^{\frac{r+1}{2(r-1)}} \dots (1)$$

非チョーク時

$$Q_c(t) = \frac{Cd \cdot Av \cdot P_0}{\sqrt{R \cdot T_0}} \left( \frac{P_c}{P_0} \right)^{\frac{1}{r}} \sqrt{\frac{2r}{r-1} \left( 1 - \left( \frac{P_c}{P_m} \right)^{\frac{r-1}{r}} \right)} \dots (2)$$

## 【0034】

R: 気体定数(=287) [J/(kg·K)]

$\gamma$  : 比熱比 (= 1.4) ,  $C_d$  : 吸気バルブ流量損失係数

$A_v$  : 吸気バルブ開口面積 [ $m^2$ ]

$P_0$  : 吸気バルブ上流圧 (例えば、吸気マニホールド圧  $P_m$ ) [Pa]

$P_c$  : 吸気バルブ下流圧 (すなわち、シリンダ内圧) [Pa]

$T_0$  : 吸気バルブ上流温度 (例えば、吸気マニホールド温度  $T_m$ ) [K]

前記  $V_E L$  実現体積流量比  $T_{QH0VEL}$  は、吸気バルブ  $105$  を通過させる空気量を機関 (エンジン) 回転速度  $N_e$ 、排気量  $VOL\#$  で除算したものであるから、同様にして次式 (3)、(4) のように表すことができる

【0035】

【数2】

チョーク時

$$T_{QH0VEL} = \frac{C_d \cdot A_v \cdot P_0}{N_e \cdot VOL\# \cdot \sqrt{R \cdot T_0}} \sqrt{\gamma} \left( \frac{2}{\gamma - 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}} \quad \dots (3)$$

非チョーク時

$$T_{QH0VEL} = \frac{C_d \cdot A_v \cdot P_0}{N_e \cdot VOL\# \cdot \sqrt{R \cdot T_0}} \left( \frac{P_c}{P_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left( 1 - \left( \frac{P_c}{P_0} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right)} \quad \dots (4)$$

【0036】

従って、 $V_E L$  実現体積流量比  $T_{QH0VEL}$  は、非チョーク時においては、上記式 (3) より  $C_d \cdot A_v / (N_e \cdot VOL\#)$  とバルブ前後圧比 ( $P_c / P_0$ ) とに応じた値となり、チョーク時においては、上記式 (4) より  $C_d \cdot A_v / (N_e \cdot VOL\#)$  に比例した値となるので、シミュレーションや実験等により  $T_{QH0VEL}$  と  $C_d \cdot A_v / (N_e \cdot VOL\#)$  との相関をあらかじめ求めてテーブル  $TVACDMV$  作成する。

【0037】

そして、E部において算出した状態量  $VAACDNV$  に、F部において機関回転速度  $N_e$  を、G部において排気量  $VOL\#$  をそれぞれ乗算し、流量特性  $TVELAAO$  ( $= A_v \cdot C_d$ ) を算出する。なお、これが (基本的に) 吸気バルブに

要求される開口面積相当値（以下、要求バルブ開口面積という）である。

H部では、バルブ開口面積回転補正を行う。具体的には、算出した要求バルブ開口面積TVELAA0を、VEL開口面積回転補正值KHOSNEで除算してTVELAAを算出する。

#### 【0038】

かかる補正を行うのは、可変バルブ機構（VEL）112の特性上、機関回転速度Neが一定値以上の上昇すると慣性力も増加し、同一のVEL作動角であってもバルブリフト量（すなわち、バルブ開口面積）が増えてしまうため、その分を考慮してバルブ開口面積を正確に算出するためである。なお、前記VEL開口面積回転補正值KHOSNEは、機関回転速度Neに基づいて、図中h1部に示すようなテーブルTKHOSNEを検索して算出する。そして、ここで算出したTVELAAが、吸気バルブ105の目標バルブ開口面積相当値（以下、目標バルブ開口面積という）である。

#### 【0039】

次に、I部では、図に示すような変換テーブルTTGVEL0（バルブ開口面積—バルブ作動角変換テーブル）を用いて、前記目標バルブ開口面積TVELAAをVEL作動角TGVEL0に変換する。すなわち、バルブの開口面積からVEL作動角は一義的に求めることができるので、前記変換テーブルTTGVEL0をあらかじめ設定しておくことで、バルブ開口面積をVEL作動角に容易に変換できる。なお、前記テーブルTTGVEL0には、バルブ損失係数Cd分も含めてある。

#### 【0040】

J部では、変換したVEL作動角TGVEL0と、可変バルブ機構（VEL）112で吸入空気量制御が可能なVEL作動角の上限値、すなわち、最大VEL作動角VELHLMトと、を比較し、目標VEL作動角TGVELを設定する。具体的には、図に示すように、 $TGVEL0 \geq VELHLM$ であれば、VELHLMを目標VEL作動角TGVELとして設定し、 $TGVEL0 < VELHLM$ であれば、TGVEL0を目標VEL作動角TGVELとして設定する。なお、前記最大VEL作動角VELHLMは、機関回転速度Neに基づいて、

あらかじめ設定した図中の j 1 部に示すようなテーブル T V E L H L M T を検索して算出する。これにより、吸入空気量制御を可能な限り実行しつつ、体積効率を最大限確保することができる。

## 【0041】

そして、コントロールユニット C / U 115 は、実際の V E L 作動角 V C S - A N G L が前記目標 V E L 作動角 T G V E L となるように、前記可変バルブ機構 (V E L) 112 を制御する。これにより、可変バルブ機構 (V E L) 112 による吸入空気量制御が精度よく実現できる。

## (b-2) バルブ上流圧補正值 K M A N I P の設定

図12の b 1 部で実行されるバルブ上流圧補正值 K M A N I P の設定について説明する。まず、スロットル弁 103 b を絞ることによりバルブ上流圧 (吸気マニホールド内圧力) が変化 (この変化を P m 0 → P m 1 とする) しても、吸気バルブ 105 を通過する空気量を一定とするには、圧縮性流体の一次元定常流れの式より次式 (5)、(6) が成立する必要がある。

## 【0042】

## 【数3】

チョーク時

$$\frac{C d 0 \cdot A v 0 \cdot P m 0}{\sqrt{R \cdot T m}} \sqrt{r} \left( \frac{2}{r-1} \right)^{\frac{r+1}{2(r-1)}} \\ = \frac{C d 1 \cdot A v 1 \cdot P m 1}{\sqrt{R \cdot T m}} \sqrt{r} \left( \frac{2}{r-1} \right)^{\frac{r+1}{2(r-1)}} \dots (5)$$

非チョーク時

$$\frac{C d 0 \cdot A v 0 \cdot P m 0}{\sqrt{R \cdot T m}} \left( \frac{P c 0}{P m 0} \right)^{\frac{1}{r}} \sqrt{\frac{2r}{r-1} \left( 1 - \left( \frac{P c 0}{P m 0} \right)^{\frac{r-1}{r}} \right)} \\ = \frac{C d 1 \cdot A v 1 \cdot P m 1}{\sqrt{R \cdot T m}} \left( \frac{P c 1}{P m 1} \right)^{\frac{1}{r}} \sqrt{\frac{2r}{r-1} \left( 1 - \left( \frac{P c 1}{P m 1} \right)^{\frac{r-1}{r}} \right)} \dots (6)$$

## 【0043】

P<sub>m0</sub> : スロットル弁全開時のバルブ上流圧 (吸気マニホールド圧=大気圧)

P<sub>m1</sub> : 目標Boost時のバルブ上流圧 (吸気マニホールド圧)

P<sub>c0</sub> : スロットル弁全開時のバルブ下流圧 (=シリンダ内圧)

P<sub>c1</sub> : 目標Boost時のバルブ下流圧 (=シリンダ内圧)

A<sub>v0</sub> : スロットル弁全開時の吸気バルブ開口面積

A<sub>1</sub> : 目標Boost時の吸気バルブ開口面積

従って、バルブ上流圧が大気圧 (P<sub>m0</sub>) のときのバルブ開口面積A<sub>0</sub>に対するバルブ上流圧補正值KMANIPは、次式(7)、(8)のようになればよい

【0044】

【数4】

チョーク時

$$KMANIP = \frac{Cd0 \cdot Av0}{Cd1 \cdot Av1} = \frac{Pm1}{Pm0} \quad \dots (7)$$

非チョーク時

$$KMANIP = \frac{Cd0 \cdot Av0}{Cd1 \cdot Av1} = \frac{Pm1 \cdot \left(\frac{Pc1}{Pm1}\right)^{\frac{1}{r}} \sqrt[r]{1 - \left(\frac{Pc1}{Pm1}\right)^{\frac{r-1}{r}}}}{Pm0 \cdot \left(\frac{Pc0}{Pm0}\right)^{\frac{1}{r}} \sqrt[r]{1 - \left(\frac{Pc0}{Pm0}\right)^{\frac{r-1}{r}}}} \quad \dots (8)$$

【0045】

すなわち、バルブ上流圧補正值KMANIPは、チョーク時においては「目標Boost (マニホールド圧) / 大気圧」により一義的に決まる。また、非チョーク時においても (P<sub>c0</sub> / P<sub>m0</sub>) = (P<sub>c1</sub> / P<sub>m1</sub>) になると考えられるため「目標Boost / 大気圧」が支配的となる。従って、いずれの場合においても、バルブ上流圧補正值KMANIPを「目標Boost / 大気圧」として設定できることになる。

【0046】

そこで、本実施形態においては、図13に示すように、バルブ上流圧補正值K

MANIPとして「目標Boost（目標マニホールド圧）／大気圧」を1点定数（例えば、88KPa／101.3KPa）で設定し、これを図12のB部に出力するようにした。但し、前記目標体積流量TQH0STが前記最小体積流量比QHOLMT以下の場合、すなわち、図12のA部において最小体積流量比QHOLMTが選択された場合は、バルブ上流圧の如何にかかわらず最終的に最小体積流量比QHOLMT相当のバルブ作動角が得られるように、バルブ上流圧補正値KMANIPとして1.0を図12のB部に出力する。

## 【0047】

## (b-3) IVC補正値KHOSIVCの設定

図12のc1部において実行されるIVC補正値KHOSIVCの設定について説明する。本実施形態におけるIVC補正値KHOSIVCの設定は、まず、吸気バルブ105のバルブタイミング（閉弁タイミングIVC）に基づきバルブタイミング補正値HIVC（≤1）を算出する一方、吸気バルブ105のバルブリフト量に基づきバルブリフト量補正値HLIFT（≥1）を算出し、前記バルブタイミング補正値HIVCにバルブリフト量補正値HLIFTを乗算することにより行う。以下、図14の制御ブロック図に従って説明する。

## 【0048】

図14において、c10部では、前記可変バルブ機構（VEL）112の作動角VCS-ANGLに基づいて、あらかじめ設定したテーブルTV0IVCを検索して、前記可変バルブタイミング機構（VTC）114が動作していないときの（すなわち、VTC最遅角時の）吸気バルブ105の閉弁タイミングVOIVC（IVC角度）を算出する。

## 【0049】

c11部では、算出したVOIVCから吸気側カム軸113の回転位相（すなわち、可変バルブタイミング114の作動角）VTCNOWを減算することで、吸気バルブ105の実際の閉弁タイミングREALIVC（実IVC角度）を算出する。

c12部では、算出した実際の閉弁タイミングREALIVCに基づいて、図に示すようなテーブルTHIVCを検索して吸気バルブ105の閉弁タイミング

に応じたバルブタイミング補正值H I V C ( $\leq 1$ ) を算出する。なお、テーブルT H I V Cに示すように、バルブタイミング補正值H I V Cは、閉弁タイミングI V Cが進角側にあるほど小さく設定され、前記基本体積流量比T Q H O V E L 0は増大補正されることになる。

#### 【0050】

一方、c 1 3部では、前記可変バルブ機構(V E L) 1 1 2の作動角V C S - A N G Lに基づいて、図に示すようなテーブルT H L F T検索して吸気バルブ105のバルブリフト量に応じたバルブリフト量補正值H L I F T ( $\geq 1$ ) を算出する。なお、テーブルT H L I F Tに示すように、バルブリフト量補正值H L I F Tは、バルブリフト量が所定量を下回る領域においてバルブリフト量が低いほど大きく設定され、前記基本体積流量比T Q H O V E L 0は減少補正されることになる。

#### 【0051】

そして、c 1 4部において、前記バルブタイミング補正值H I V Cにバルブリフト量補正值H L I F Tを乗算してI V C補正值K H O S I V Cを算出して図12のC部に出力する。

なお、前記バルブタイミング補正值H I V Cには、上記した静的補正(前記シリンド容積の減少分の補正)に加えて、機関回転中においては有効シリンド容積V c y 1相当を吸気できないこと(すなわち、バルブリフト量によって有効シリンド容積V c y 1の0~100%の間で可変となること)を考慮した動的補正やバルブオーバーラップ分の補正(吸気バルブ105の開弁タイミングI V Oに応じた補正)を含めるようにしてもよい。また、本実施形態では、テーブル作成が複雑化するのを回避するため、バルブタイミング補正值H I V Cとバルブリフト量補正值H L I F Tとを別々のテーブルにより算出するようにしているが、これらを合成した1つのテーブルにより算出するようにしてもよい。

#### 【0052】

##### (c) V T C目標角度演算部cにおける演算処理

V T C目標角度演算部cは、N O x低減量が吸気バルブ105の開弁タイミング(I V O)又はバルブオーバーラップ量によって決定されるため、あらかじめ

運転領域毎の要求NO<sub>x</sub>低減量に基づいて目標IVO又は目標オーバーラップ量を割り付けたマップを作成しておき、このマップを参照して目標IVO又は目標オーバーラップ量を算出し、前記目標VEL作動角TGV<sub>EL</sub>をも考慮しつつ、目標VTC作動角TGV<sub>TC</sub>を設定する。以下、図16を参照して詳細に説明する。なお、本実施形態においては、吸気側のみに可変バルブタイミング機構VTC<sub>114</sub>が設けられているので、前記マップにより吸気バルブ105の目標IVOを算出するようにした。

#### 【0053】

図16において、K部では、前記目標体積流量比TQ<sub>0HST</sub>と機関回転速度N<sub>e</sub>に基づいて、あらかじめ設定したIVOマップを参照して吸気バルブ105の目標開弁タイミングTG<sub>I</sub>VOを算出する。

L部では、前記VEL目標作動角TGV<sub>EL</sub>に基づいて、あらかじめ設定したテーブルTV<sub>0IVO</sub>を検索し、前記可変バルブ機構(VEL)112が目標VEL作動角TGV<sub>EL</sub>に制御された場合におけるVTC最遅角時の吸気バルブ105の開弁タイミングVO<sub>I</sub>VOを算出する。

#### 【0054】

M部では、前記目標開弁タイミングTG<sub>I</sub>VOからVTC最遅角時の開弁タイミングVO<sub>I</sub>VOを減算することで、可変バルブ機構VEL112が目標VEL作動角TGV<sub>EL</sub>に制御された場合を考慮した前記可変バルブタイミング機構(VTC)114の目標作動角(目標VTC作動角)TGV<sub>TC</sub>を算出する。

そして、コントロールユニットC/U115は、実際のVTC作動角VTC<sub>NOW</sub>が前記目標VTC作動角TGV<sub>TC</sub>となるように、可変バルブタイミング機構(114)を制御する。これにより、吸入空気量制御とNO<sub>x</sub>の低減とを精度よく両立させることができる。

#### 【0055】

##### (d) 目標スロットル開度演算部dにおける演算処理

目標スロットル開度演算部dは、吸気バルブ105が基準のバルブ作動特性(本実施形態では、前記可変バルブ機構(VEL)112が作動していないときとする。以下、Std.バルブ作動特性という)のときに要求されるスロットル弁

103bの開口面積（以下、これをスロットル要求開口面積という）TVOAA<sub>0</sub>を算出し、これを実際の（制御された）吸気バルブのバルブ作動特性変化に応じて補正して目標スロットル開口面積TVOAAを算出する。そして、該目標スロットル開口面積TVOAAに基づいて目標スロットル開度TDTVOを設定する。

## 【0056】

## (d-1) 目標スロットル開度TDTVOの設定

図17に制御ブロック図を示す。図17において、N部では、Std.バルブ作動特性時に要求されるスロットル弁の開口面積A<sub>t</sub>に相当する状態量TADNV<sub>0</sub>を算出する。具体的には、前記目標体積流量比TQH0STに基づいて、あらかじめ設定した変換テーブルTTADNV<sub>0</sub>を検索することによりTADNV<sub>0</sub>を算出する。なお、前記状態量TADNV<sub>0</sub>は、スロットル弁開口面積をA<sub>t</sub>、機関回転速度をN<sub>e</sub>、排気量（シリンドラ容積）をVOL#としたときにA<sub>t</sub>／(N<sub>e</sub>・VOL#)で表されるものである。

## 【0057】

そして、算出したTADNV<sub>0</sub>に、O部において機関回転速度N<sub>e</sub>を、P部において排気量VOL#をそれぞれ乗算し、Std.バルブ作動特性時におけるスロットル要求開口面積TVOAA<sub>0</sub>を算出する。

Q部では、算出したスロットル要求開口面積TVOAA<sub>0</sub>に、吸気バルブ105の作動特性の変化に応じた補正を行う。具体的には、前記スロットル要求開口面積TVOAAに、q1部で算出される吸気バルブ開度補正值KAVELを乗算して目標スロットル開口面積TVOAAを算出する。なお、前記吸気バルブ開度補正值KAVELの算出については後述する（図18参照）。

## 【0058】

R部では、算出した目標スロットル開口面積TVOAAに基づいて、あらかじめ設定した変換テーブルTTVOAAを検索して目標スロットル開度TDTVOを算出する。

そして、コントロールユニット（C/U）115は、実際のスロットル弁103bの開度が、前記目標スロットル開度TDTVOに収束するように前記電子制

御スロットル104を制御することになる。これにより、可変バルブ機構（VEL）112とスロットル弁103bとを協調させた制御が精度よく実行できる。

## 【0059】

（d-2）吸気バルブ開度補正値KABELの算出

図17中のq1部で算出される吸気バルブ開度補正値KABELの設定について説明する。まず、スロットル弁103bを通過する空気流量Qth(t) (kg/sec) は、圧縮性流体の一次元定常流れの式より、次式(9)、(10)のように表すことができる。

## 【0060】

【数5】

$$\text{チョーク時: } \frac{P_c}{P_m} \leq \left( \frac{2}{r+1} \right)^{\frac{r}{r-1}}$$

$$Q_{th}(t) = \frac{A_t \cdot P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \sqrt{r} \left( \frac{2}{r-1} \right)^{\frac{r+1}{2(r-1)}} \dots (9)$$

非チョーク時

$$Q_{th}(t) = \frac{A_t \cdot P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \left( \frac{P_m}{P_a} \right)^{\frac{1}{r}} \sqrt{\frac{2r}{r-1} \left( 1 - \left( \frac{P_m}{P_a} \right)^{\frac{r-1}{r}} \right)} \dots (10)$$

## 【0061】

P<sub>a</sub> : 大気圧 (Pa) 、 P<sub>m</sub> : マニホールド圧 (Pa) 、

T<sub>a</sub> : 外気温度 (K) 、 A<sub>t</sub> : スロットル開口面積 (m<sup>2</sup>)

吸気バルブ105の作動特性が変化しても（状態0→状態1）空気流量Qth(t)を一定にするためには、次式(11)が成立する必要がある。

## 【0062】

## 【数6】

$$\begin{aligned}
 & \frac{A_{t0} \cdot Pa}{\sqrt{R \cdot Ta}} \left( \frac{Pm0}{Pa} \right)^{\frac{1}{r}} \sqrt{\frac{2r}{r-1} \left( 1 - \left( \frac{Pm0}{Pa} \right)^{\frac{r-1}{r}} \right)} \\
 & = \frac{A_{t1} \cdot Pa}{\sqrt{R \cdot Ta}} \left( \frac{Pm1}{Pa} \right)^{\frac{1}{r}} \sqrt{\frac{2r}{r-1} \left( 1 - \left( \frac{Pm1}{Pa} \right)^{\frac{r-1}{r}} \right)} \cdots (11)
 \end{aligned}$$

## 【0063】

Pm0 : S t d. バルブ作動特性時の吸気マニホールド圧

Pm1 : 可変バルブ機構 (VEL) 作動時の吸気マニホールド圧

At0 : S t d. バルブ作動特性時のスロットル弁開口面積

At1 : 可変バルブ機構 (VEL) 作動時のスロットル開口面積

従って、吸気バルブ開度補正值K A V E Lは、次式 (12) のようになる。

## 【0064】

## 【数7】

$$K_{VEL} = \frac{A_{t1}}{A_{t0}} = \frac{\left( \frac{Pm0}{Pa} \right)^{\frac{1}{r}} \sqrt{\left( 1 - \left( \frac{Pm0}{Pa} \right)^{\frac{r-1}{r}} \right)}}{\left( \frac{Pm1}{Pa} \right)^{\frac{1}{r}} \sqrt{\left( 1 - \left( \frac{Pm1}{Pa} \right)^{\frac{r-1}{r}} \right)}} \cdots (12)$$

## 【0065】

そこで、本実施形態においては、図18のq10部において、S t d. バルブ作動特性時の圧力比 (Pm0 / Pa) を、目標体積流量比T Q H O S Tと機関回転速度N eに基づいて、あらかじめ全性能的に割り付けられたマップを参照して求める。

次に、q11部では、前記S t d. バルブ作動特性時の圧力比 (Pm0 / Pa) に基づいて、あらかじめ設定したテーブルT K P A 0を検索して係数K P A 0を算出する。このテーブルT K P A 0は、次式 (13) をあらかじめ算出して設

定したものであり、係数KPA0は式(12)の分子に相当するものである。

【0066】

【数8】

$$KPA0 = \left( \frac{Pm0}{Pa} \right)^{\frac{1}{r}} \sqrt{1 - \left( \frac{Pm0}{Pa} \right)^{\frac{1-r}{r}}} \quad \dots (13)$$

【0067】

一方、q12部においては、可変バルブ機構(VEL)112作動時の圧力比( $Pm1/Pa$ )に基づいて、あらかじめ設定したテーブルTKPA1を検索してKPA1を算出する。このテーブルTKPA1は、次式(14)をあらかじめ算出して設定したものであり、係数KPA1は式(12)の分母の値に相当するものである。

【0068】

【数9】

$$KPA1 = \left( \frac{Pm1}{Pa} \right)^{\frac{1}{r}} \sqrt{1 - \left( \frac{Pm1}{Pa} \right)^{\frac{1-r}{r}}} \quad \dots (14)$$

【0069】

なお、可変バルブ機構(VEL)112作動時の圧力比( $Pm1/Pa$ )の算出については後述する(図19参照)。

そして、q13部において、前記係数KAP0を係数KAP1で除算することで吸気バルブ開度補正値KAVELを算出し、図17のQ部に出力する。

(d-3) VEL作動時の圧力比( $Pm1/Pa$ )の算出

図18のq12部で用いるVEL作動時の圧力比( $Pm1/Pa$ )の算出は、以下のようにして行う。

【0070】

シリンダ内に吸入される空気量(実吸入空気量)Qacy1は、新気割合を $\eta$

とすると次式(15)で表すことができる。

【0071】

【数10】

$$Q_{acyl} = \frac{VOL}{R \cdot Ta} \cdot \eta \cdot Pm1 \dots (15)$$

【0072】

従って、圧力比( $Pm1 / Pa$ )は以下のようになる。

【0073】

【数11】

$$\frac{Pm1}{Pa} = \frac{Q_{acyl} \cdot R \cdot Ta}{VOL \cdot \eta \cdot Pa} = \frac{TP}{\eta} \cdot \frac{R \cdot Ta}{VOL \cdot Pa} = \frac{TP}{\eta \cdot TP100} \dots (16)$$

【0074】

但し、「TP」は、前記シリンダに吸入される空気量(実吸入空気量) $Q_{acyl}$ であり、「TP100」は、スロットル弁103bが全開時にシリンダに吸入される空気量であって、 $TP100 = (VOL \cdot Pa) / (R \cdot Ta)$ で算出されるものである。また、「VOL」は、吸気バルブ105の各バルブ作動特性における有効シリンダ容積である。

【0075】

従って、前記TP、TP100及び新気割合 $\eta$ を求ることで、吸気マニホールド圧力 $Pm$ を検出することなく、VEL作動時の圧力比( $Pm1 / Pa$ )を算出できる。

そこで、本実施形態では、図19のq20部において、スロットル弁103b全開時の吸気バルブ105の各バルブ作動特性における吸気バルブ105通過体積流量比(以下、全開時体積流量比という) $WQH0VEL$ 、変換定数TPGA IN#を乗算することでTP100を算出する。なお、前記全開時体積流量比W

QH0VELの算出については後述する。

【0076】

また、q21部において、新気割合 $\eta$ を実際の各バルブ作動特性における吸気バルブ105通過体積流量比（以下、実機関体積流量比という）RQH0VELと機関回転速度N<sub>e</sub>に基づいて、あらかじめ全性能的に割り付けられたマップを参照して算出する。なお、前記実機関体積流量比RQH0VELの算出については後述する。但し、前記新気割合 $\eta$ は、このようにして算出するものに限られず、例えば運転状態に基づいて推定するようにしてもよい。

【0077】

そして、q22部において、実吸入空気量「TP」に前記新気割合 $\eta$ を乗算して「TP100· $\eta$ 」を算出し、更に、q23部において「TP/(TP100· $\eta$ )」を算出し（これが、VEL作動時の圧力比（P<sub>m1</sub>/P<sub>a</sub>）である）、前記図18のq12部に出力する。但し、チョーク時は、前記バルブ上流圧補正值KMANIP（すなわち、定数）を出力すればよい（式（7）参照）。

【0078】

（d-4）全開時体積流量比WQH0VEL及び実機関体積流量比RQH0VELの算出

かかる算出は、可変バルブ機構（VEL）112及び可変バルブタイミング機構（VTC）114によるバルブタイミングの変更を含めた可変バルブ機構（VEL）112の作動角VCS-ANGLに基づいて、吸気バルブ105の開口面積を求め、これを体積流量比に変換することにより行う。図20に制御ブロック図を示す。

【0079】

図20において、q30部では、可変バルブ機構（VEL）112の実作動角VCS-ANGLに基づいて、あらかじめ設定したテーブルTAAVEL0を検索して吸気バルブ105の開口面積AAVEL0を算出する。

q31部では、図12のH部と同様に、機関回転速度N<sub>e</sub>に応じてVEL開口面積回転補正を行いAAVELとする。

【0080】

そして、算出したAAVELを、q32部、q33部においてそれぞれ機関回転速度N<sub>e</sub>、排気量（シリンダ容積）VOL#で除算して、A/N/V特性とする。

q34部では、あらかじめ設定した変換テーブルTWQH0VEL0を検索して、A/N/V特性をWQH0VEL0へと変換する。

#### 【0081】

そして、q35部では、このWQH0VEL0に対して、図12のC部と同様にIVC補正を行い、続いてq36部において、図12のD部と同様に残留ガス補正を行って、全開時通過体積流量比WQH0VELを算出し、図19のq20部へ出力する。

一方、q36部では、q34部で変換したWQH0VEL0に対して、図12にB部と同様に、バルブ上流圧補正を行ってRQH0VEL0とし、q37部、q38部においてIVC補正、残留ガス補正を行って、実機関体積流量比RQH0VELを算出し、図19のq21部へ出力する。

#### 【0082】

以上説明したように、本実施形態においては、可変バルブ機構（VEL）112と前記電子制御スロットル104とを協調させた制御を行うので、可変バルブ機構（VEL）112による吸入空気量制御（トルク制御）を可能にしつつ、可変バルブ機構（VEL）のみでは対応できない負圧要求に対しては、電子制御スロットル104を制御し、運転状態に応じて最適な制御を実現できる。

#### 【0083】

また、可変バルブ機構（VEL）112により吸入空気量制御（トルク制御）を行うに際し、全要求吸気量Qを目標体積流量比TQHOSTとして設定し、この目標体積流量比TQHOSTを吸気バルブ105の閉弁タイミングIVC及びバルブリフト量を考慮した補正值KHOSIVCによって補正し、補正後の体積流量比に基づいてバルブ作動特性を設定するので、バルブリフト量を可変する可変バルブ機構（VEL）112によっても精度のよいスロットルレス運転が実現できる。

#### 【0084】

なお、前記可変バルブ機構は、上述した構成のものに限定するものではなく、他の構成によるものであってもよく、また、吸気バルブ105のバルブ作動特性を可変するものに限られず、排気バルブ107のバルブ作動特性を吸気バルブ105と共に可変するものであってもよい。

更に、上記実施形態から把握し得る請求項以外の技術的思想について、以下にその効果と共に記載する。

(イ) 請求項1～3のいずれか1つに記載の可変動弁機構の制御装置において、前記目標バルブ作動特性設定手段は、前記バルブリフト量として実際の吸気バルブのバルブリフト量を用い、前記閉弁タイミングとして実際の吸気バルブの閉弁タイミングを用いることを特徴とする。

#### 【0085】

このようにすれば、現在の状態（バルブリフト量、閉弁タイミング）を考慮した目標バルブ作動特性を設定できるので、精度の高い吸入空気量制御が実現できる。

(ロ) 請求項1～3のいずれか1つに記載の可変動弁機構の制御装置において、前記目標吸入空気量設定手段は、前記目標吸入空気量を目標体積流量比として設定し、前記目標バルブ作動特性設定手段は、前記目標体積流量比をバルブ開口面積に変換して目標バルブ作動特性を設定することを特徴とする。

#### 【0086】

このようにすれば、所望とする目標トルクを得るための吸気バルブのバルブ開口面積、ひいては吸気バルブのバルブ作動特性（バルブリフト量等）を容易に設定できる。これにより、目標トルクの変化に対しても可変動弁機構を精度よく制御することができる。

(ハ) 請求項1～3のいずれか1つに記載の可変動弁機構の制御装置において、可変動弁機構は、クランク軸に同期して回転する駆動軸と、該駆動軸の固定された駆動カムと、揺動することでバルブを開閉作動する揺動カムと、一端で前記駆動カム側と連係し他端で前記揺動カム側と連係する伝達機構と、該伝達機構の姿勢を変化させる制御カムを有する制御軸と、該制御軸を回動するアクチュエータと、を含んで構成され、前記アクチュエータによって前記制御軸を回動制御する

ことによりバルブリフト量を可変することを特徴とする。

【0087】

このようにすれば、前記アクチュエータによって制御軸の作動角を変化させることによってバルブリフト量及びバルブ作動角を連続的に変化させ、可変動弁機構によるトルク制御（吸入空気量制御）が実行できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施形態における機関の構成図。

【図2】本発明の実施形態における可変バルブ機構VELの断面図（図3のA-A断面図）。

【図3】上記可変バルブ機構VELの側面図。

【図4】上記可変バルブ機構VELの平面図。

【図5】上記可変バルブ機構VELに使用される偏心カムを示す斜視図。

【図6】上記可変バルブ機構VELの低リフト時の作用を示す断面図（図3のB-B断面図）。

【図7】上記可変バルブ機構VELの高リフト時の作用を示す断面図（図3のB-B断面図）。

【図8】上記可変バルブ機構VELにおける搖動カムの基端面とカム面に対応したバルブリフト特性図。

【図9】上記可変バルブ機構VELのバルブタイミングとバルブリフトの特性図。

【図10】上記可変バルブ機構VELにおける制御軸の回転駆動機構を示す斜視図。

【図11】本実施形態における吸入空気量制御を示す全体ブロック図。

【図12】可変バルブ機構VELの目標作動角演算を示すブロック図。

【図13】バルブ上流圧補正值KMANIPの設定を示す図。

【図14】IVC補正值KHOSTVCの設定を示すブロック図。

【図15】残留ガス補正值KRES検索用のテーブルを示す図。

【図16】可変バルブタイミング機構VTCの目標作動角演算を示すブロック図。

【図17】目標スロットル開度の設定演算を示すブロック図。

【図18】吸気バルブ開度補正值K<sub>A</sub>V<sub>E</sub>Lの算出を示すブロック図。

【図19】V<sub>E</sub>L作動時の圧力比(P<sub>m1</sub>／P<sub>a</sub>)算出を示すブロック図。

【図20】全開時体積流量比W<sub>QH0</sub>V<sub>E</sub>L及び実機関体積流量比R<sub>QH0</sub>V<sub>E</sub>Lの算出を示すブロック図。

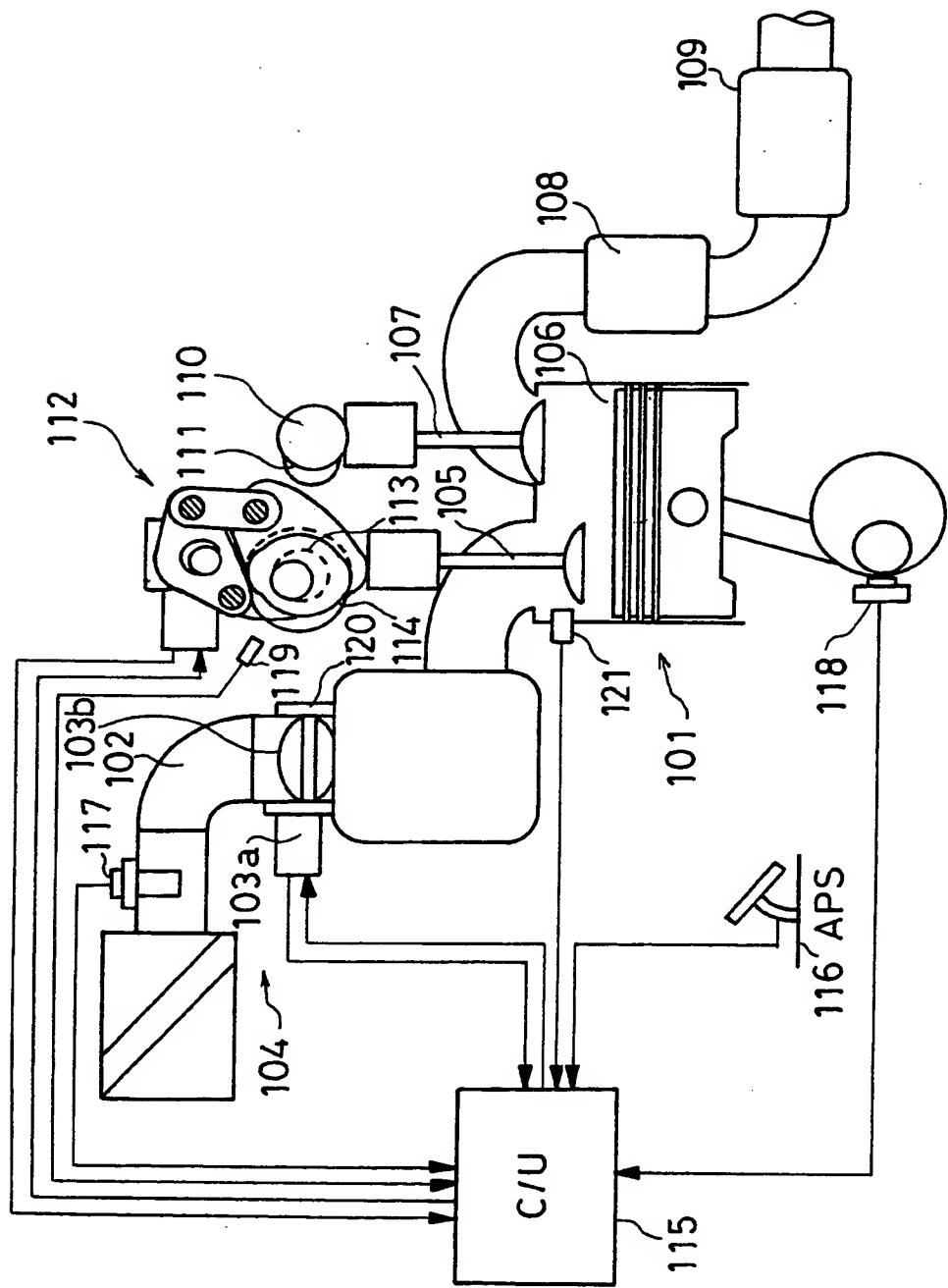
【符号の説明】

101…内燃機関、105…吸気バルブ、112…可変動弁機構としての可変バルブ機構(V<sub>E</sub>L)、114…可変動弁機構としての可変バルブタイミング機構(V<sub>T</sub>C)、115…目標吸入空気量設定手段、目標バルブ作動特性設定手段及び可変動弁機構制御手段としてのコントロールユニット(C/U)

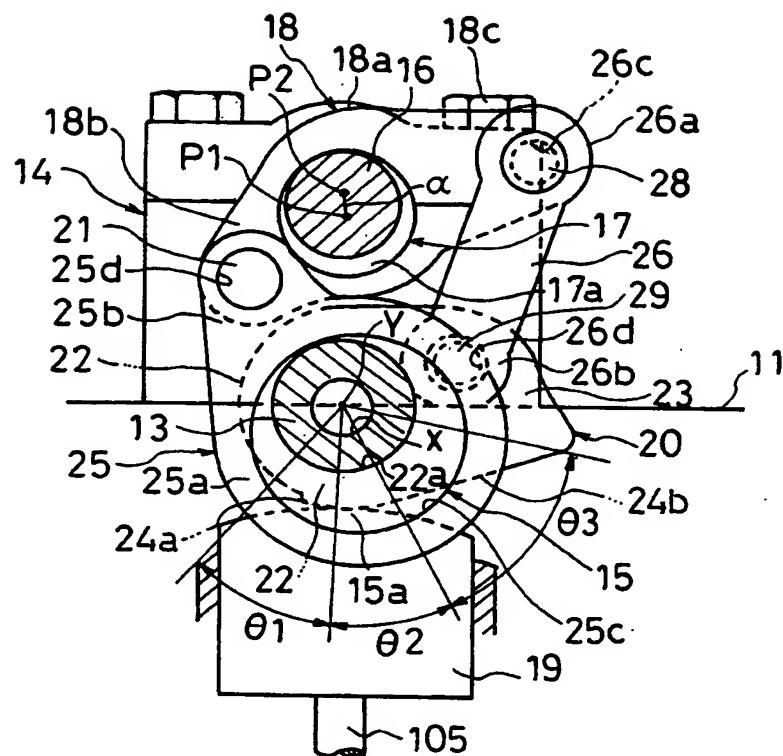
【書類名】

図面

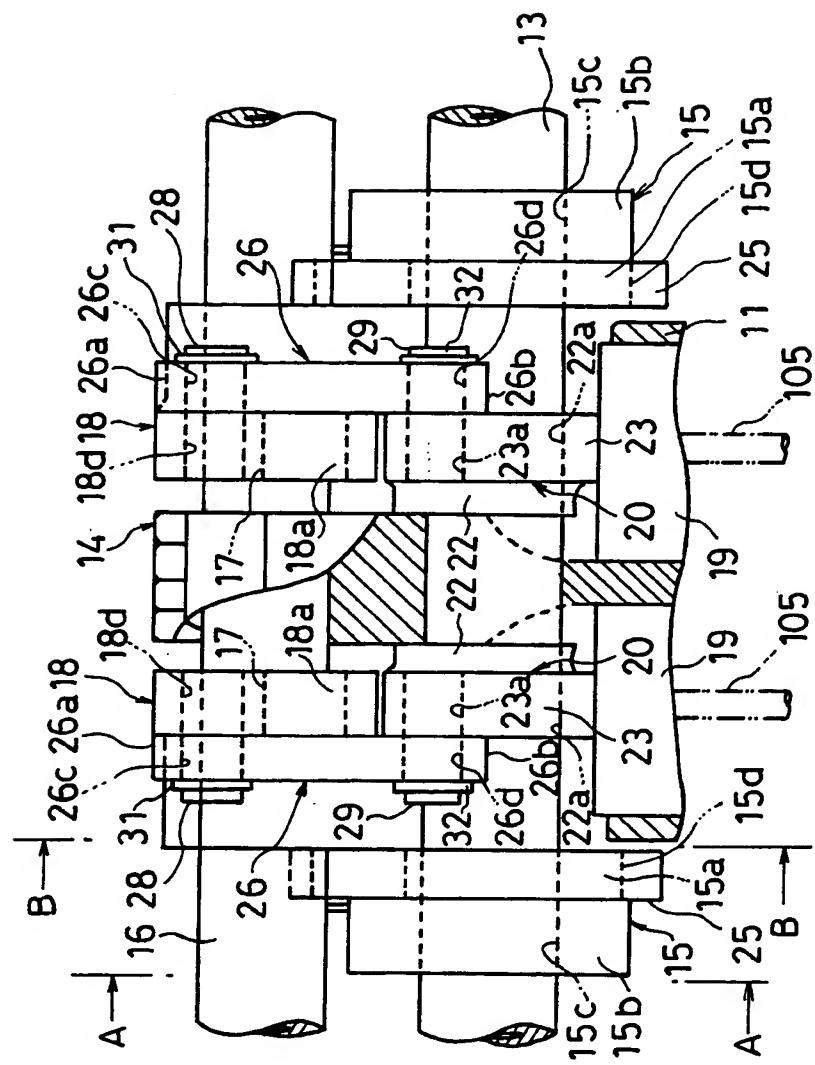
【図1】



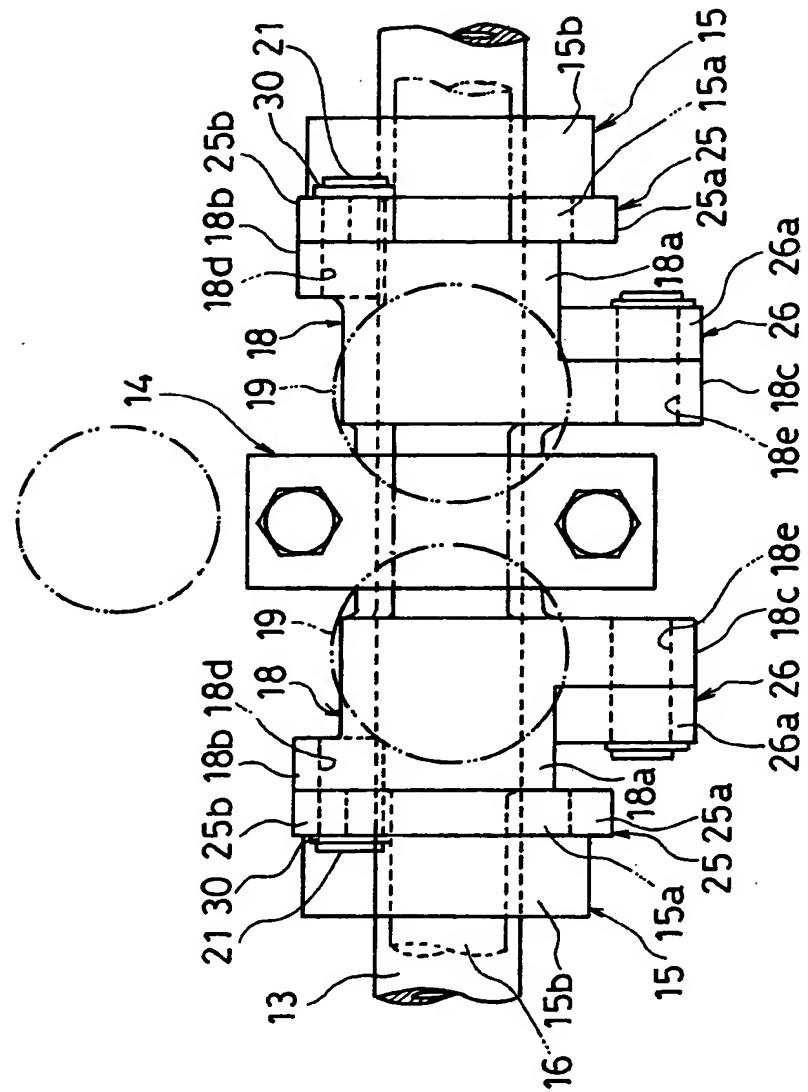
【図2】



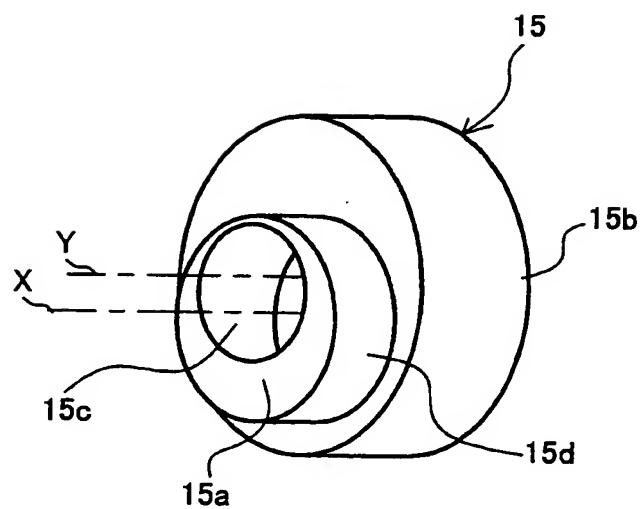
【図3】



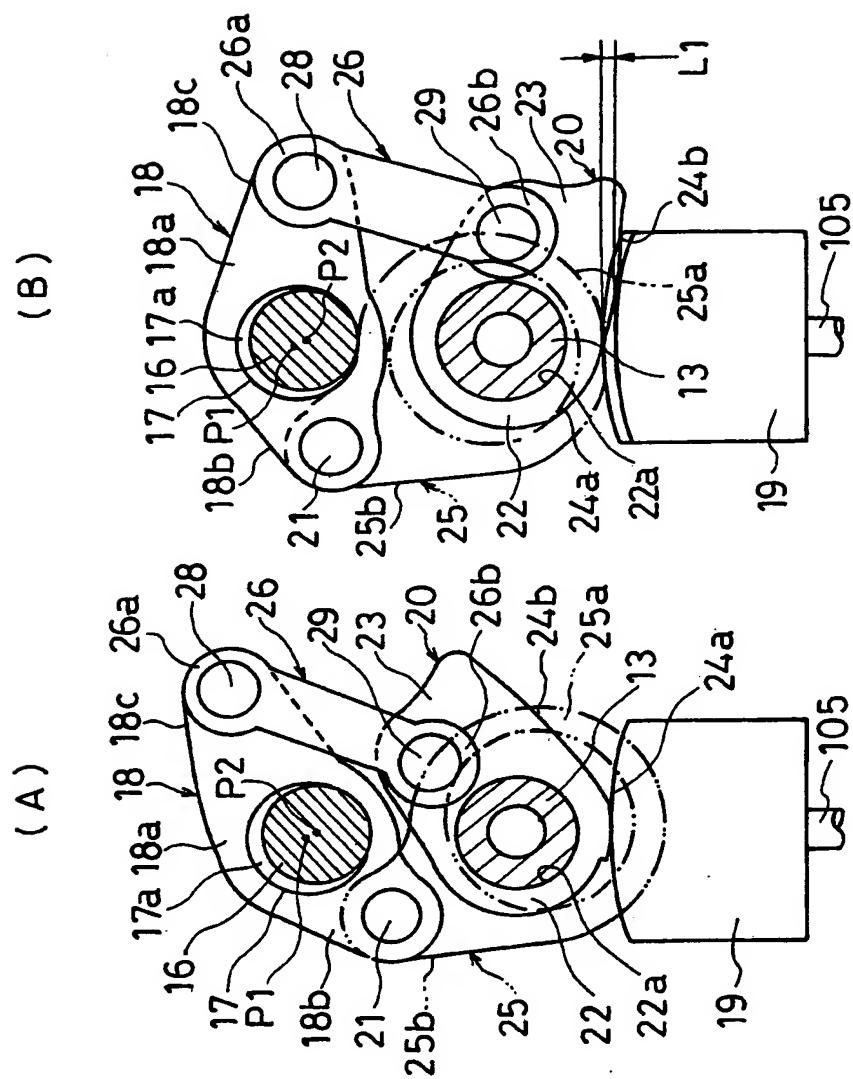
【図4】



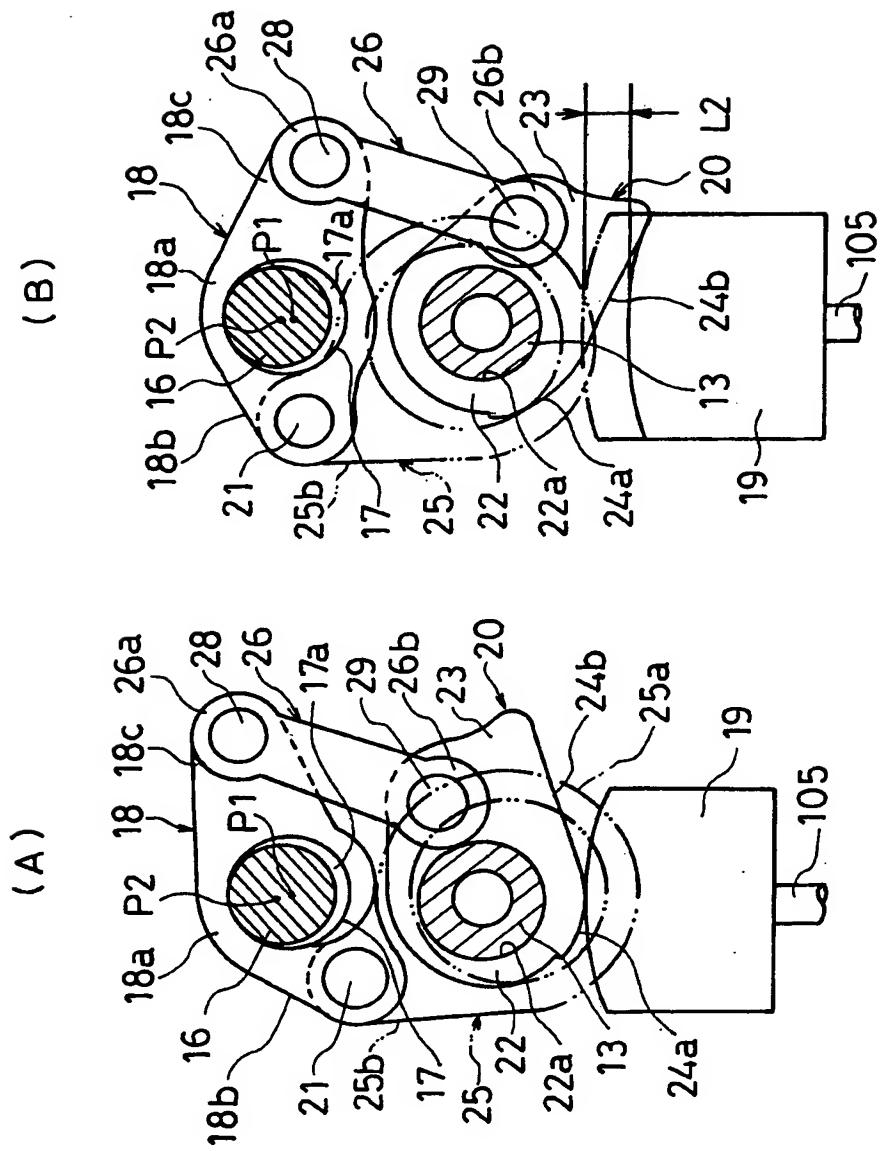
【図5】



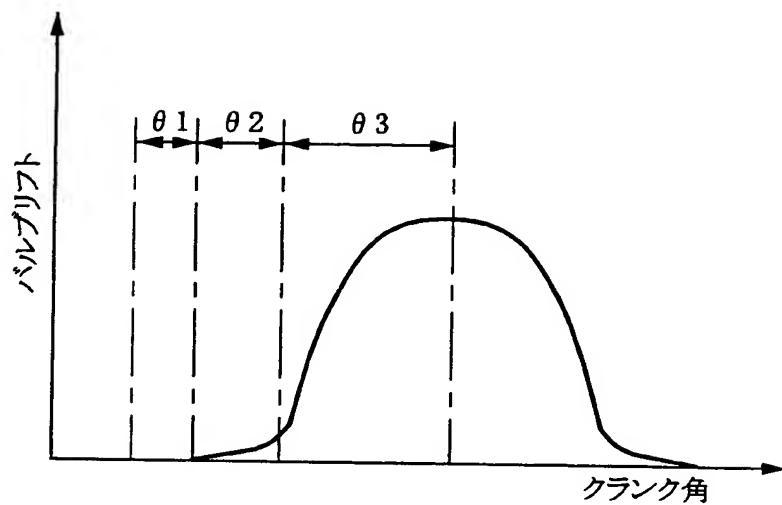
【図6】



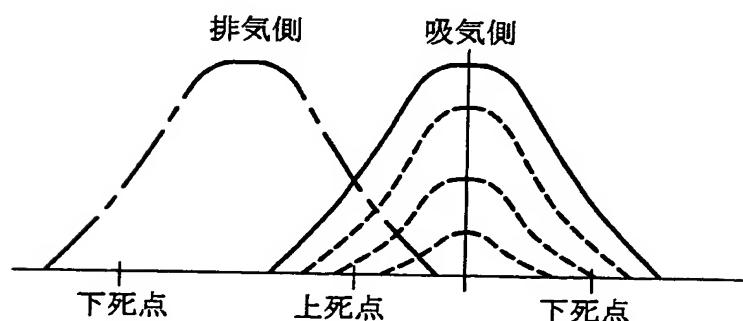
【図7】



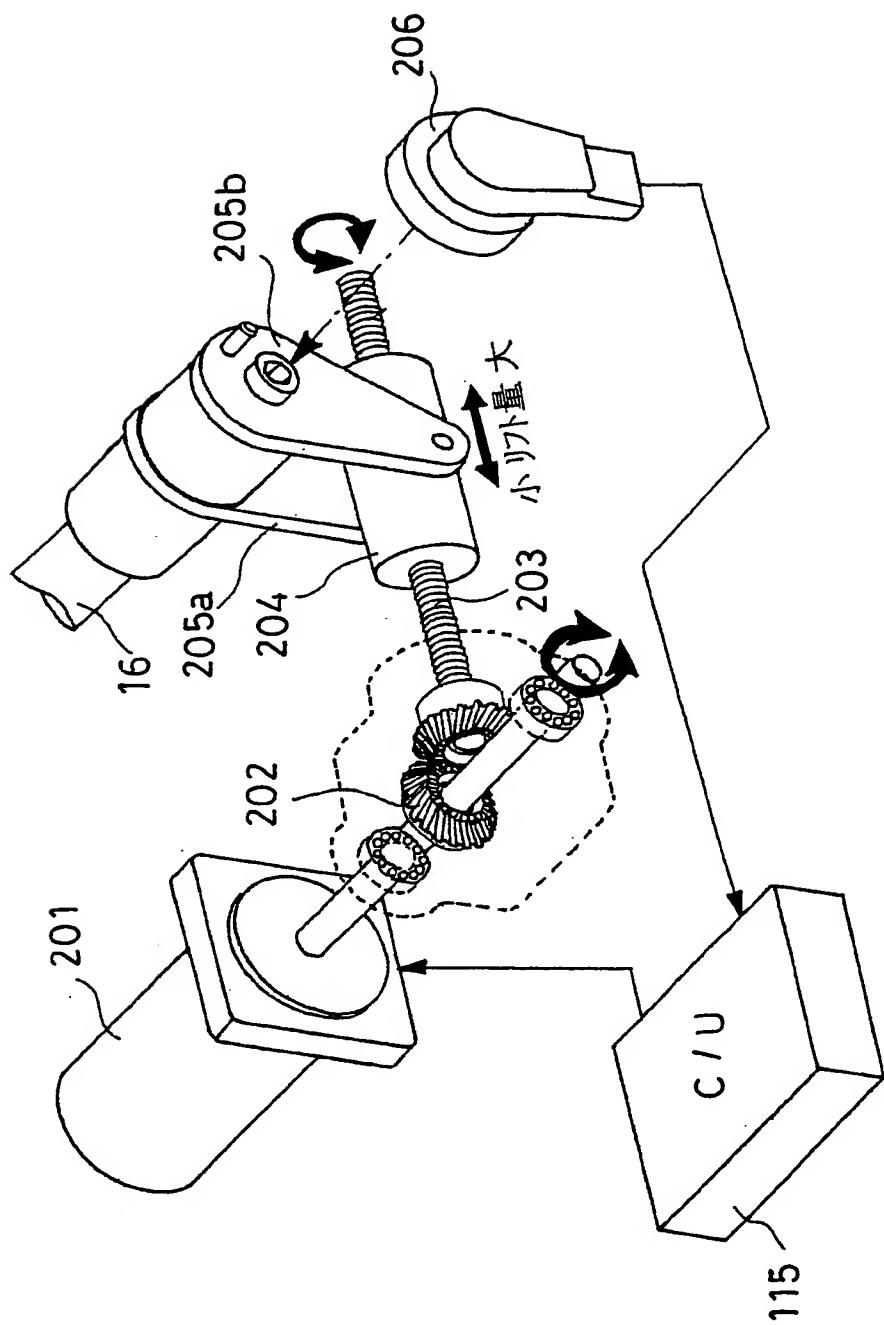
【図8】



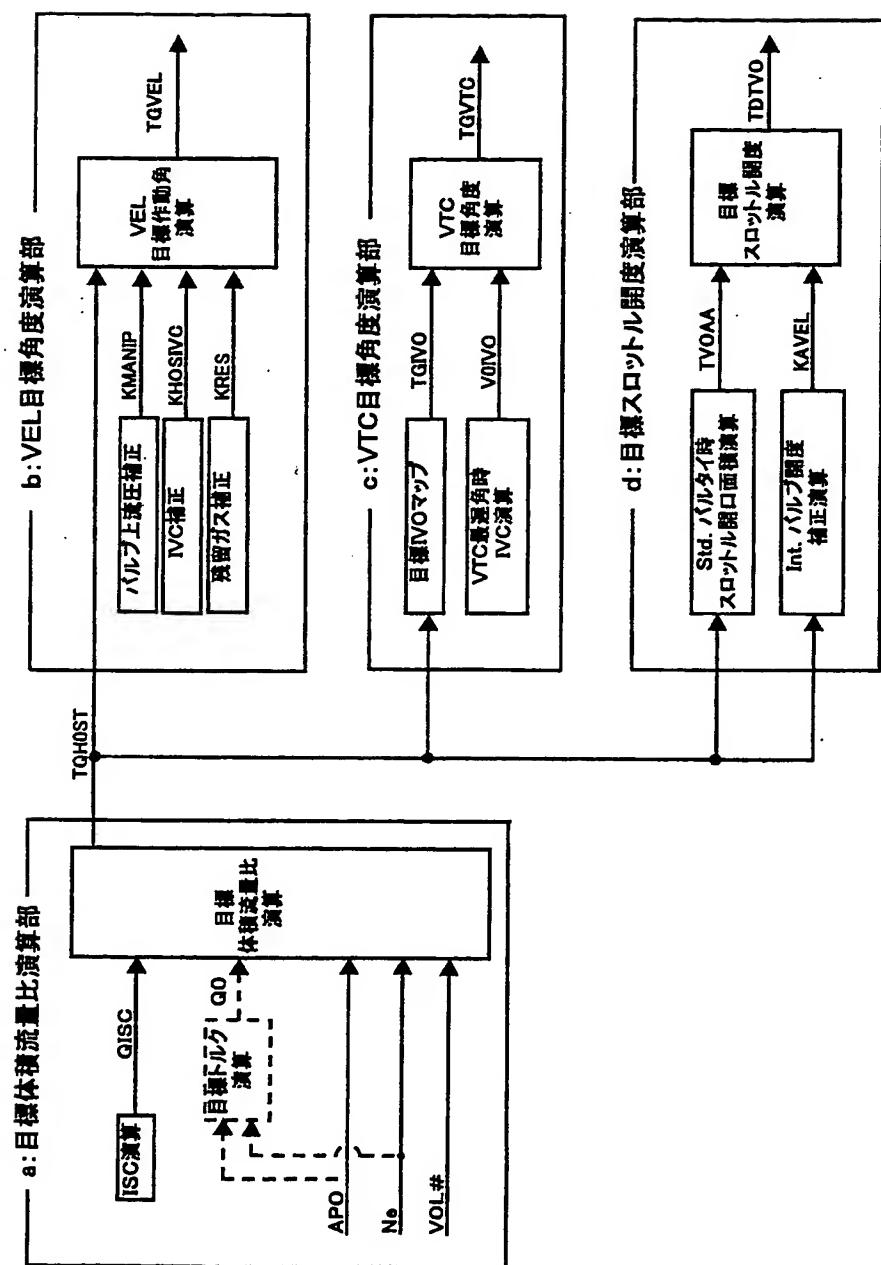
【図9】



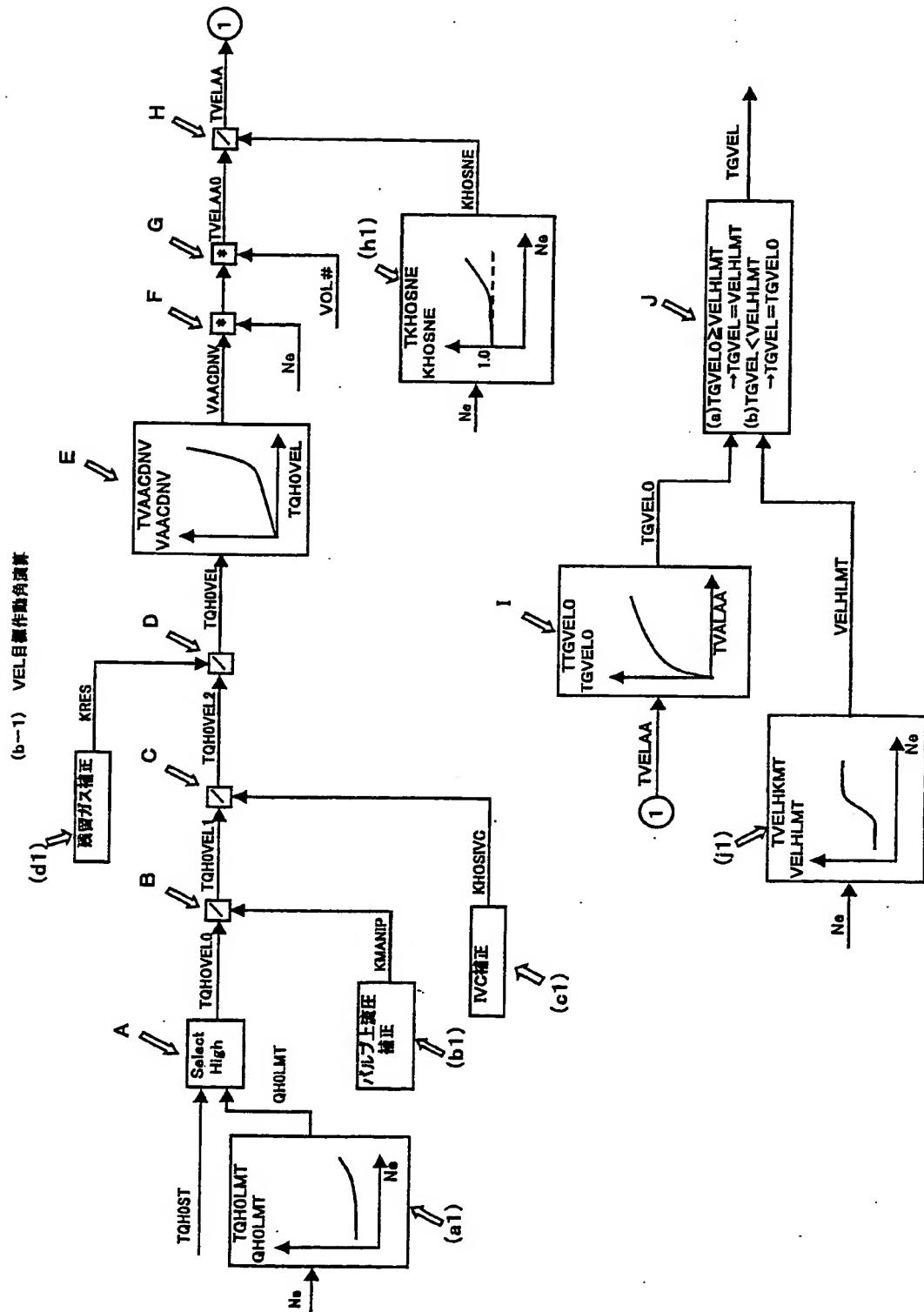
【図10】



【図11】

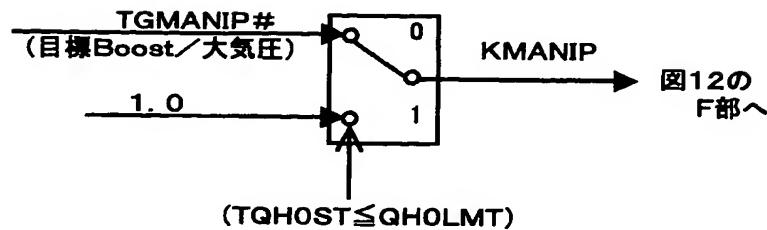


【図12】

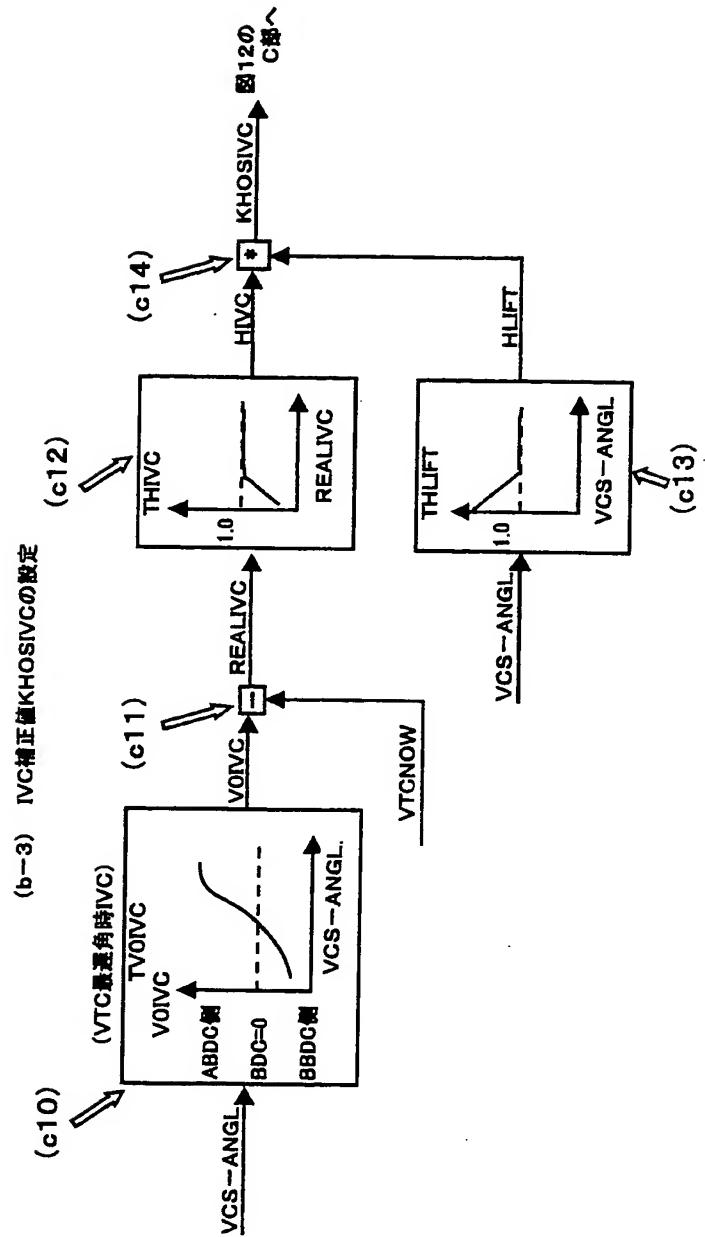


【図13】

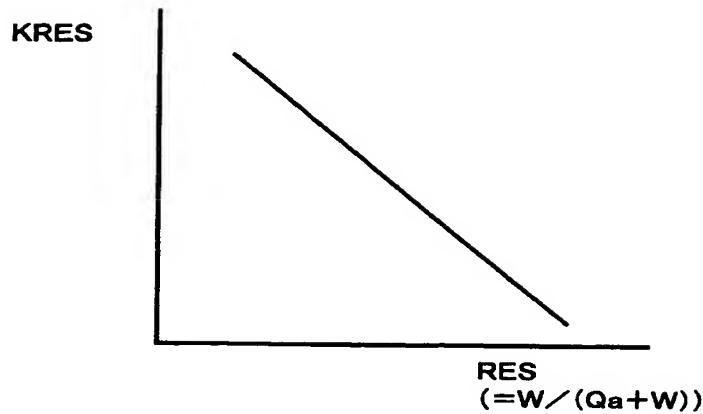
(b-2) バルブ上流圧補正値KMANIPの設定



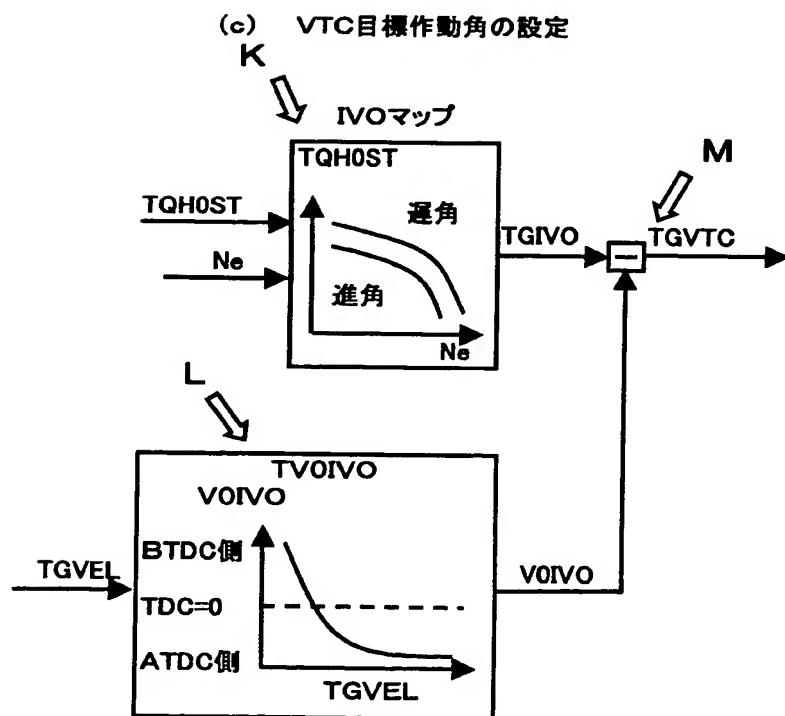
【図14】



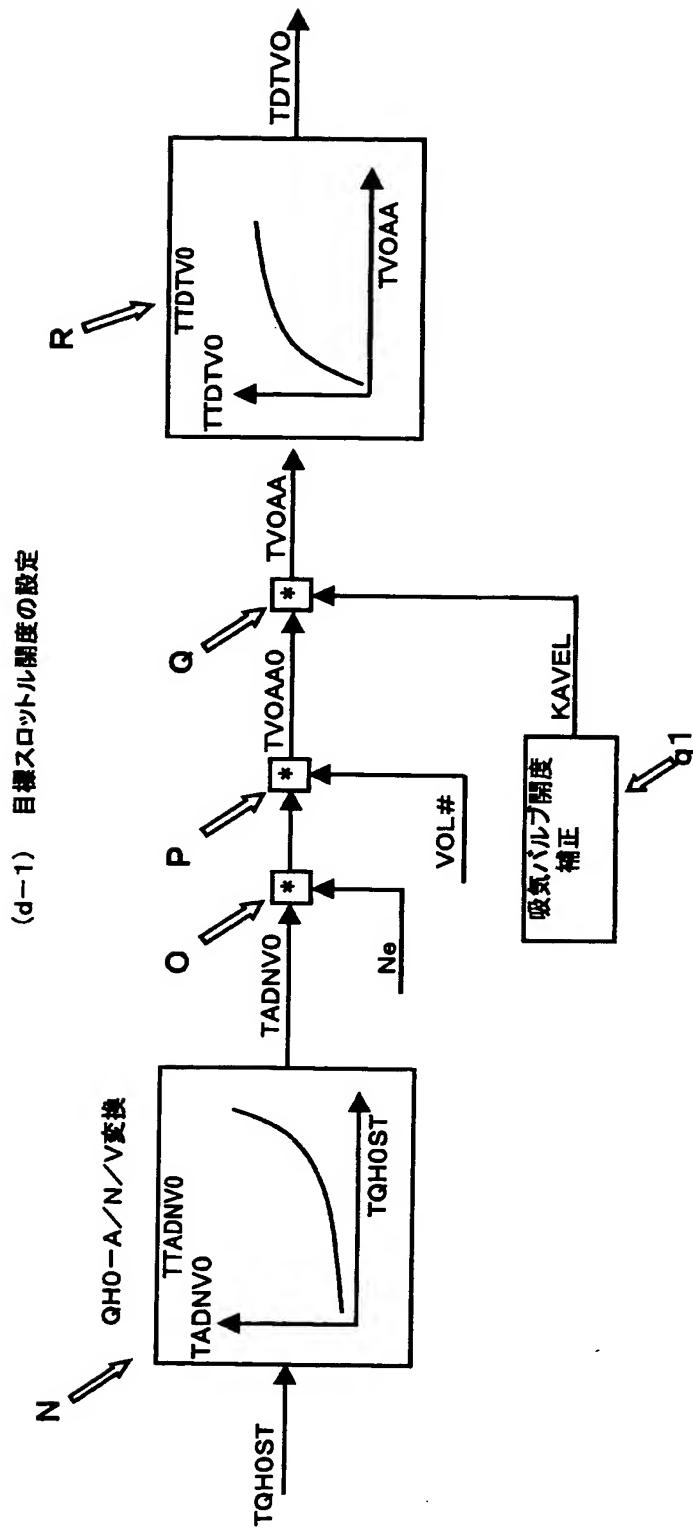
【図15】



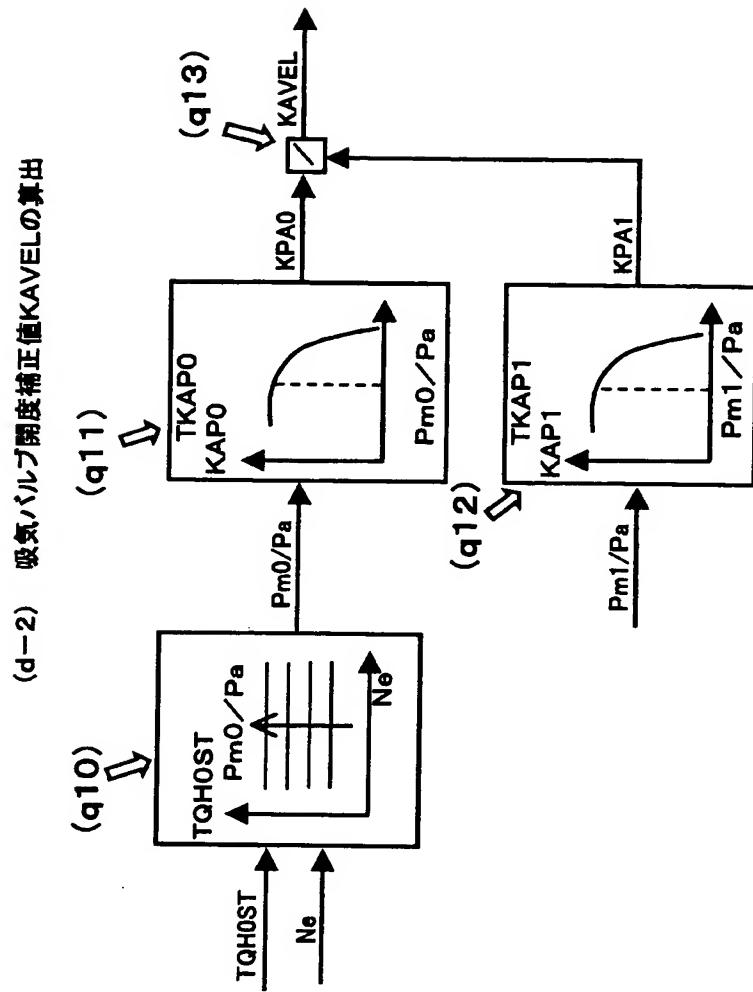
【図16】



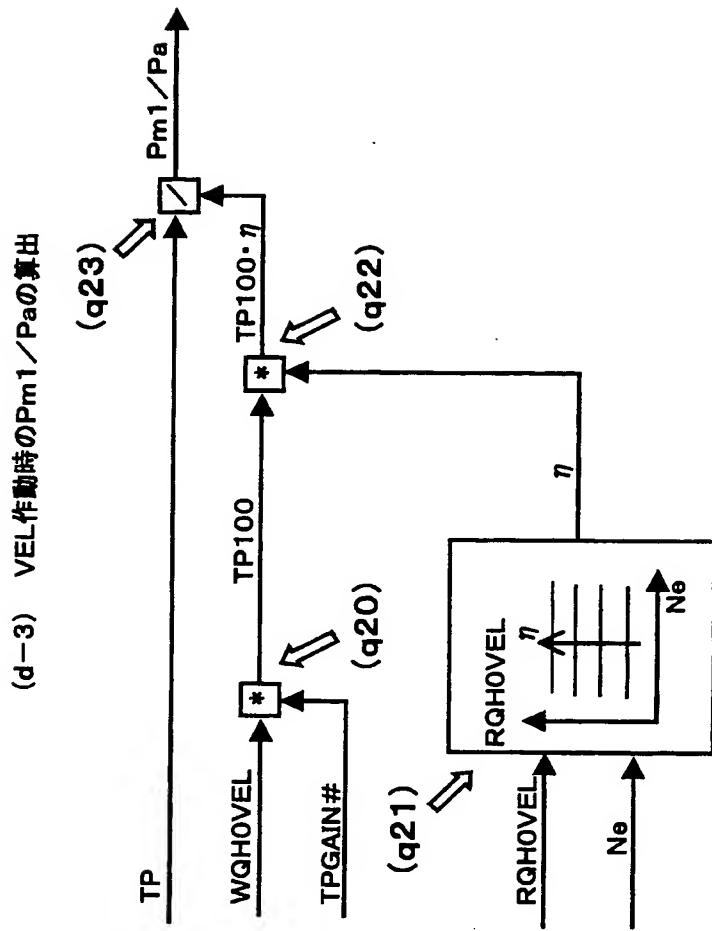
【図17】



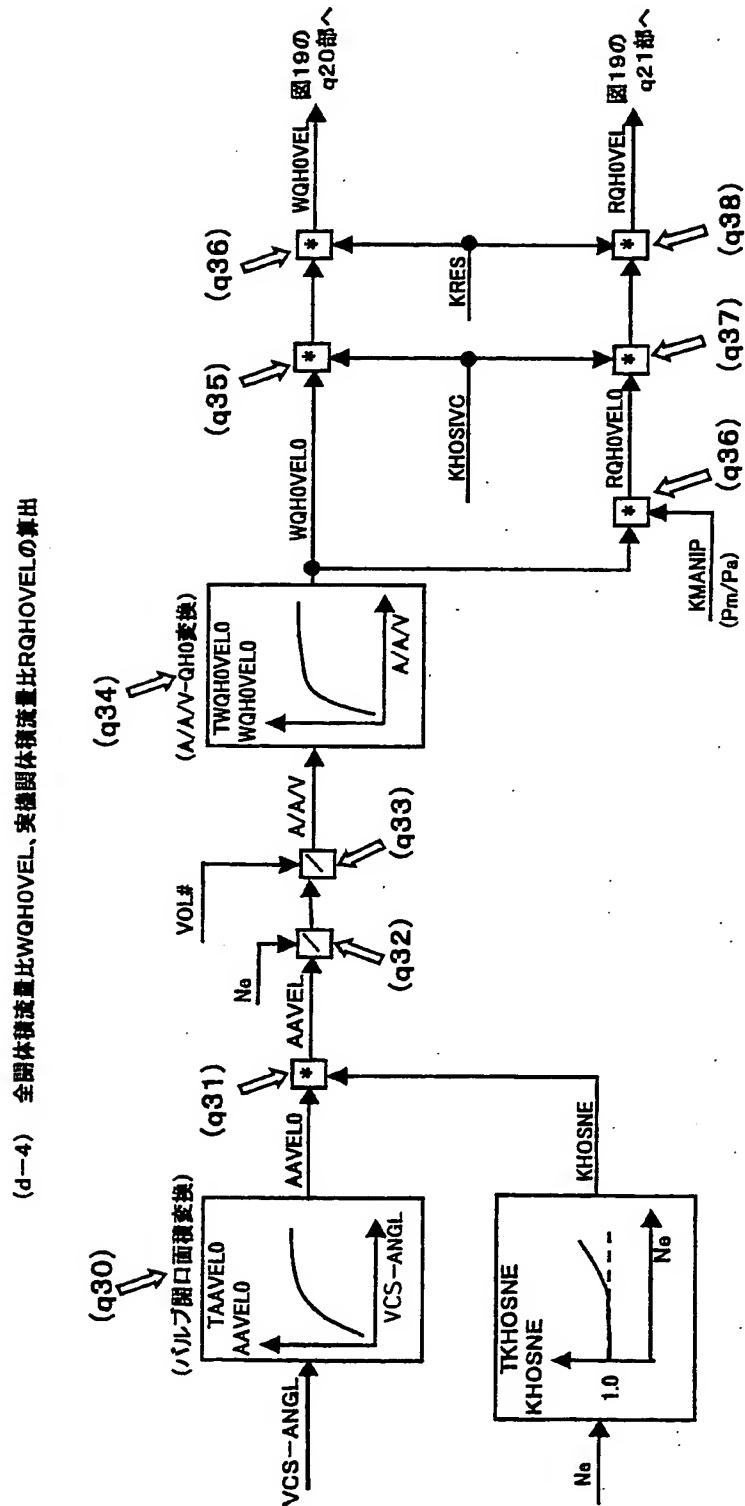
【図18】



【図19】



【図20】



【書類名】要約書

【要約】

【課題】バルブリフト量を可変する可変動弁機構を用いて精度のよいスロットレス運転を実現する。

【解決手段】バルブリフト量を可変する可変動弁機構の目標作動角を算出するVEL目標作動角演算部bは、目標体積流量比演算部aで算出した機関の目標トルク相当の目標体積流量比TQHOSTを、吸気バルブの閉弁タイミング及びバルブリフト量に応じて補正（IVC補正）し、補正後の目標体積流量比に基づき可変動弁機構の目標バルブ作動特性TGVELを設定する。そして、吸気バルブのバルブ作動特性が前記目標バルブ作動特性TGVELとなるように制御することで、低バルブリフト領域においても可変動弁機構による吸入空気量制御、すなわち、スロットレス運転を精度よく実現する。

【選択図】図11

出願人履歴情報

識別番号 [000167406]

1. 変更年月日 1993年 3月11日

[変更理由] 名称変更

住 所 神奈川県厚木市恩名1370番地  
氏 名 株式会社ユニシアジェックス

2. 変更年月日 2002年10月15日

[変更理由] 名称変更

住 所 神奈川県厚木市恩名1370番地  
氏 名 株式会社日立ユニシアオートモティブ